

(19)日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平5-340227

(43)公開日 平成5年(1993)12月21日

(51)Int.Cl.⁵

F 01 L 13/00

識別記号 庁内整理番号

301 Y

F I

技術表示箇所

審査請求 未請求 請求項の数 7(全 10 頁)

(21)出願番号 特願平4-151712

(22)出願日 平成4年(1992)6月11日

(71)出願人 000003137

マツダ株式会社

広島県安芸郡府中町新地3番1号

(72)発明者 福馬 真生

広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ
株式会社内

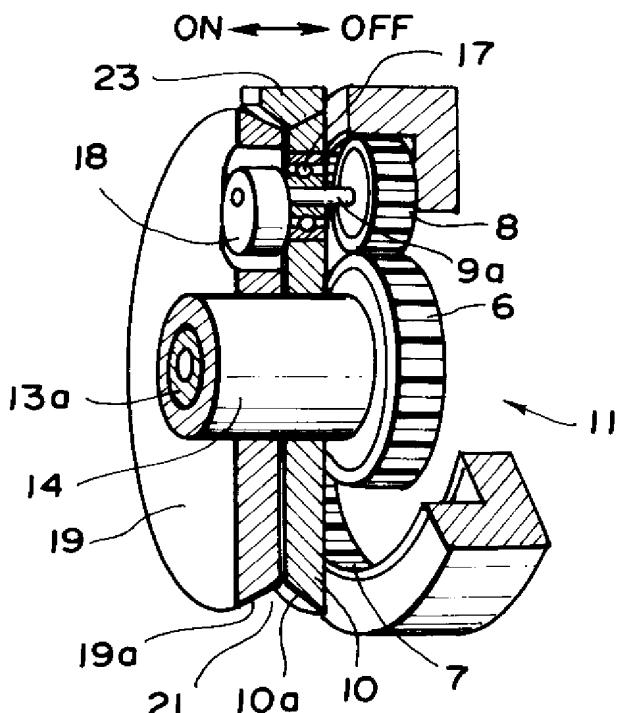
(74)代理人 弁理士 柳田 征史 (外1名)

(54)【発明の名称】 エンジンのバルブタイミング可変装置

(57)【要約】 (修正有)

【目的】 バルブの開弁タイミングの進角と閉弁タイミングの遅角とを衝撃を伴わずに、同時に見えるエンジンのバルブタイミング可変装置を提供する。

【構成】 カムプーリに連結されたサンギヤ6と、カムシャフトに連結されたリングギヤ7と、複数のピニオンギヤ8と、複数のピニオンギヤを回転自在に支持するキャリヤ10とを備えた遊星歯車機構11が設けられ、遊星歯車機構のキャリヤがカムシャフトの軸線のまわりで揺動可能に構成され、1以上のピニオンギヤがピニオン軸9aに固定され、ピニオン軸がキャリヤに回転自在に支持されて、ピニオンギヤと一体に回転する。ピニオン軸には偏心カム18が固定され、偏心カムに対する係合面を備えた部材19がカムシャフトの軸線のまわりで揺動可能にキャリヤに並設される。部材またはキャリヤを逐一的に係止する係止部材23が設けられ、部材係止時に、偏心カムの回動に伴ってキャリヤがクランクシャフトの回転に同期して揺動されて、カムプーリに対するカムシャフトの位相が変更される。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 クランクシャフトにより回転駆動されるカムプーリがカムシャフトに設けられ、該カムシャフトに取付けられたカムにより開閉駆動されるバルブの開閉動作の前記カムプーリに対する位相が変更されるように構成されたエンジンのバルブタイミング可変装置において、前記クランクシャフトの回転に同期して回動される偏心カムと、該偏心カムの回動に伴って揺動する揺動部材と、該揺動部材の揺動に基づいて、前記バルブの開閉動作の前記カムプーリに対する位相を進角側および遅角側に交互に反復変更する手段とを備えてなることを特徴とするエンジンのバルブタイミング可変装置。

【請求項2】 前記カムシャフトの一端に、サンギヤとリングギヤとの間で遊星運動を行なう複数のビニオンギヤを備えた遊星歯車機構が設けられ、前記揺動部材が、前記複数のビニオンギヤを回転自在に支持して前記カムシャフトの軸線のまわりで揺動するキャリヤよりなることを特徴とする請求項1記載のエンジンのバルブタイミング可変装置。

【請求項3】 前記バルブ駆動用カムが前記カムシャフトに対して該カムシャフトの軸線のまわりで揺動可能に取付けられ、前記揺動部材の揺動に伴って、前記バルブ駆動用カムが前記カムシャフトに対して常時揺動されてなることを特徴とする請求項1記載のエンジンのバルブタイミング可変装置。

【請求項4】 前記揺動部材は、前記カムシャフトと前記バルブ駆動用カムとの間に設けられた中間部材よりも、該中間部材に前記偏心カムに対する係合部が設けられてなることを特徴とする請求項3記載のエンジンのバルブタイミング可変装置。

【請求項5】 前記バルブ駆動用カムと前記バルブとの間にカムフォロワが設けられ、該カムフォロワが前記揺動部材の揺動により前記バルブ駆動用カムのまわりで常時揺動されてなることを特徴とする請求項1記載のエンジンのバルブタイミング可変装置。

【請求項6】 前記カムフォロワがロッカーアームに移動可能に支持されたローラよりも、該ローラと前記揺動部材とがリンク部材を介して連結されてなることを特徴とする請求項5記載のエンジンのバルブタイミング可変装置。

【請求項7】 前記偏心カムの前記クランクシャフトに対する位相を連続的に可変する手段を備えてなることを特徴とする請求項1、3～6のうちの1つに記載のエンジンのバルブタイミング可変装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】本発明は、吸、排気バルブ開閉タイミングを可変するエンジンのバルブタイミング可変装置に関する。

【0002】

【従来の技術】一般に、自動車のエンジンにおける吸、排気バルブの開閉タイミングは、エンジンの運転状態に応じて変えることが好ましいため、従来より、種々のバルブタイミング可変装置が提案されている。

【0003】例えば、本出願人の出願による特開昭59-188014号公報には、カムシャフトのカム面から力を受ける受圧部と上記カム面からの力をバルブシステムへ伝達する押圧部とを有するタペットと、該タペットを摺動自在に嵌装する嵌装孔を有しカムシャフトのまわりに回転自在に支持された回動部材と、この回動部材をエンジンの運転状態に応じて回動させる操作装置とからなるエンジンのバルブタイミング制御装置が開示されている。

【0004】この装置では、上記回動部材が、エンジンの少なくとも高負荷高回転時にタペットの摺動方向とバルブの運動方向とが一致する規準位置に保持されることによって、タペットとバルブシステムとの間にはすべりが生ぜず、低速回転時には上記回動部材が規準位置から回動されることによって、タペットとバルブシステムとの間にすべりが生じ、これによって低速回転時と高速回転時の間でバルブタイミングが変えられるように構成されている。

【0005】また、特開平3-115714号公報に開示されたバルブタイミング可変装置では、カムシャフトに低速用カムと高速用カムとが並設され、かつ上記低速用カムとバルブとの双方に係合する主ロッカーアームと、上記高速用カムのみに係合する副ロッカーアームとが互いに隣接してロッカーシャフトに摺動自在に設けられているとともに、油圧によって上記ロッカーシャフトの軸線方向に移動しうるピンの係脱によって上記主、副ロッカーアームを連動状態または非連動状態に択一的に切換える切換機構が配設され、エンジンの高速運転時には、上記主、副ロッカーアームが上記ピンによって結合されることにより連動状態とされて、上記バルブが高速用カムによって駆動され、エンジンの低速運転時には、上記主、副ロッカーアームが非連動状態とされて、上記バルブが低速用カムで駆動されるように構成されている。

【0006】

【発明が解決しようとする課題】ところで、前者すなわち特開昭59-188014号公報に開示された構成では、バルブ作動速度の高いエンジンの高速回転時には、タペットとバルブシステムとの間のすべりが生じないためにバルブシステムおよびタペットの摩耗が少なくなり、またエンジンの低速回転時には、タペットとバルブシステムとの間にすべりが生じてもバルブ作動速度が低いためにやはりバルブシステムおよびタペットの摩耗が少なくなるという優れた効果を有するものである。

【0007】但し、この構成では、タペットとバルブシステムとの間のすべりによってバルブタイミングを遅らせることができるのみであって、例えば開弁タイミングの

進角と閉弁タイミングの遅角とを同時に行なって開弁角を拡張することは原理上不可能なため、高負荷高回転域で最大出力を大幅に向上させようとする目的には添え難いものであった。

【0008】一方、後者すなわち特開平3-115714号公報に開示された構造では、エンジンの低回転域と高回転域とにそれぞれ適合したバルブリフト特性を独立的に選ぶことが可能となり、所期の性能向上を果すことができるものの、部品点数が増加し、かつ特殊なカムシャフトと複雑な油通路を必要とするのみでなく、主、副ロッカーアームを連動状態と非連動状態との間で切換えるときに衝撃を伴うおそれがあり、しかも係脱用ピンにせん断応力が作用することからピンの耐久性に問題があった。

【0009】このような課題に鑑み、本発明は、バルブの開弁タイミングの進角と閉弁タイミングの遅角とを衝撃を伴うことなく同時に行なうことが可能なエンジンのバルブタイミング可変装置を提供することを目的とする。

【0010】

【課題を解決するための手段】本発明によるエンジンのバルブタイミング可変装置は、クランクシャフトの回転に同期して回動される偏心カムと、該偏心カムの回動に伴って揺動する揺動部材と、該揺動部材の揺動に基づいて、バルブの開閉動作のカムペーリに対する位相を進角側および遅角側に交互に反復変更する手段とを備えてなることを特徴とするものである。

【0011】本発明の1つの態様によれば、カムシャフトの一端にサンギヤとリングギヤとの間で遊星運動を行なう複数のピニオンギヤを備えた遊星歯車機構が、カムペーリに対するカムシャフトの位相を変更する手段として設けられ、上記揺動部材が、上記複数のピニオンギヤを回転自在に支持してカムシャフトのまわりで揺動するキャリアよりなることを特徴とするものである。

【0012】本発明の他の態様によれば、バルブ駆動用カムがカムシャフトに対して該カムシャフトの軸線のまわりで揺動可能に取付けられ、前記揺動部材の揺動に伴って、バルブ駆動用カムがカムシャフトに対して常時揺動されてなることを特徴とするものである。

【0013】その場合、上記揺動部材は、カムシャフトとバルブ駆動用カムとの間に設けられた中間部材によりなり、該中間部材に上記偏心カムに対する係合部が設けられる。

【0014】さらに本発明の他の態様によれば、バルブ駆動用カムとバルブとの間にカムフォロワが設けられ、該カムフォロワが上記揺動部材の揺動によりバルブ駆動用カムのまわりで常時揺動されることを特徴とするものである。

【0015】その場合、上記カムフォロワがロッカーアームに移動可能に支持されたローラよりなり、該ローラと上記揺動部材とがリンク部材を介して連結される。

【0016】

【作用および効果】本発明によれば、揺動部材を揺動させる偏心カムのクランクシャフトに対する位相を、図1に示されているように、バルブの開閉動作のカムペーリに対する位相がバルブの開弁時には進み、かつバルブの閉弁時には遅れるように設定しておくことにより、バルブの開弁時の進角と閉弁時の遅角とを同時に行なうことが可能となる。また位相変更時にショックを伴うおそれもなく、信頼性の高いバルブタイミング可変装置を容易に得ることができる。

【0017】本発明の1つの態様によれば、バルブタイミング可変手段として遊星歯車機構を用い、そのキャリアを揺動させることによってカムペーリに対するカムシャフトの位相の変更を行なうようになっており、キャリアの揺動を停止させた場合には、位相の変更は行なわれず、遊星歯車機構はカムペーリからカムシャフトへの動力伝達手段および減速機構としての機能を果すのみとなる。

【0018】本発明の他の態様によれば、バルブ駆動用カムがカムシャフトに対して該カムシャフトの軸線のまわりで揺動可能に取付けられ、かつ上記揺動部材の揺動に伴って、バルブ駆動用カムがカムシャフトに対して常に揺動されているから、この揺動を、バルブの開弁時には進角側へ、閉弁時には遅角側へバルブ駆動用カムの位相が変化するように偏心カムの位相を設定しておいた状態で、上記偏心カムのクランクシャフトに対する位相を連続的に変えることにより、バルブ駆動用カムの進角側および遅角側への位相の変化度合を連続的に変えることが可能となる。

【0019】したがって、エンジンの軽負荷域での特性を少しも悪化させることなく、全運転域において充填効率を向上させることができる。また、バルブタイミング可変手段が各気筒毎に設けられるため、種々の多気筒エンジンに適用することが可能である。

【0020】本発明のさらに他の態様によれば、バルブ駆動用カムとバルブとの間にカムフォロワが設けられ、該カムフォロワが揺動部材の揺動に伴ってバルブ駆動用カムのまわりで常時揺動されるように構成されているから、上述と同様の作用効果が得られるものである。

【0021】

【実施例】以下、本発明によるエンジンのバルブタイミング可変装置の実施例を図面に基づいて説明する。

【0022】図2および図3は本発明の第1実施例の構成を示す断面図およびそのIII-III線に沿った断面図である。本実施例は、カムペーリに対するカムシャフトの位相を変更するように構成されている。

【0023】図2において、シリンダヘッド1には、吸気側カムシャフト2および排気側カムシャフト(図示せず)がそれぞれ回動自在に軸支されている。カムシャフト2にはカム3が設けられ、このカム3によって、吸気

バルブ4が開閉駆動されるようになっている。

【0024】カムシャフト2の一端には、バルブタイミング可変装置5が取り付けられており、このバルブタイミング可変装置5は、図3に示されているように、サンギヤ6とリングギヤ7と、互いに120°の角間隔を保つてサンギヤ6とリングギヤ7との間に配置されて遊星運動を行なう3個のプラネタリ・ピニオンギヤ（以下単に「ピニオンギヤ」と呼ぶ）8と、これらピニオンギヤ8をそれぞれピニオン軸9を介して回転自在に支持するキャリヤ10とによって構成された遊星歯車機構11を備えている。

【0025】遊星歯車機構11のリングギヤ7は、カムシャフト2の一端にボルト12によって固定された部材13と一緒に形成されており、またサンギヤ6は、図4からも明らかなように、上記部材13の筒状部13aの外周に回転自在に嵌合されたスリーブ14の外周面上に形成されている。スリーブ14にはカムプーリ15が一体に設けられており、このカムプーリ15とクランクプーリ（図示せず）との間にタイミングベルト16が懸装されている。

【0026】ピニオンギヤ8をそれぞれ支持する3本のピニオン軸9は、1本のピニオン軸9aを除いてキャリヤ10に固定されていて、それぞれピニオンギヤ8を回転自在に軸支しているが、残る1本のピニオン軸9aのみは、キャリヤ10にペアリング17を介して回転自在に支持されるとともに、キャリヤ10のピニオンギヤ8側の面とは反対側の面に突出している。そして、このピニオン軸9aの一端にピニオンギヤ8が固設されて、ピニオン軸9aと一緒に回転するように構成されている。サンギヤ6、ピニオンギヤ8およびリングギヤ7の歯数比は2:1:4（直列4気筒エンジンの場合）に設定され、これによって減速比を2とする遊星歯車機構11が構成されている。

【0027】さらに、キャリヤ10のピニオンギヤ8側の面とは反対側に突出するピニオン軸9aの端部には偏心カム18が固設され、ピニオン軸9aに固設されたピニオンギヤ8と一緒に回転するようになっている。

【0028】キャリヤ10は中心に孔を有する円板よりも、サンギヤ6を備えたスリーブ14の外周面上に回転自在に嵌合されている。また、スリーブ14の外周面上には、キャリヤ10に対してほぼ等しい外径および厚さを有する円板状の部材19が、キャリヤ10の偏心カム18側の面に隣接して回転自在に嵌合されている。この部材19には、偏心カム18を収容する孔20が設けられているが、この孔20は、カムシャフト2の軸線に関して周方向の2つの内壁面のみで偏心カム18のカム面に常時係合しており、放射方向の内壁面は、偏心カム18が回転してもこれに接触しないように長孔に形成されている。

【0029】キャリヤ10および上記部材19の外周面上には、それぞれ部材19側およびキャリヤ10側に面する斜面10aおよび19aが外周に沿って形成され、両斜面10a、

19aによって浅いV字形の断面形状を有する谷21が形成されている。そしてこの谷21と、遊星歯車機構11のケース22の内周面22aとの間に、キャリヤ10または部材19を挿入的に係止するための環状の係止部材23が介設されている。

【0030】係止部材23は、上記浅いV字形の断面形状を有する谷21に対向する山形の断面形状を有しており、かつスプリング24の押圧力または油圧によって、キャリヤ10の斜面10aまたは部材19の斜面19aの何れかに挿入的に押接されるようになっている。

【0031】すなわち、係止部材23は、常時はスプリング24によってキャリヤ10側に付勢されてキャリヤ10の外周の斜面10aに押接され、これによって、キャリヤ10が回動不能に係止されるとともに、部材19は係止部材23による係止から解放されている。したがって、この状態では、ピニオンギヤ8と連動される偏心カム18の回転に伴って部材19が揺動されるのみであり、遊星歯車機構11は、単に減速比を2とする動力伝達機能を果すのみとなる。

20 【0032】一方、係止部材23が収容されている空間は、シリンダヘッド1内に形成されたオイル通路25に連通しており、このオイル通路25に作動油が供給されることによって、係止部材23はスプリング24の付勢力に抗して部材19側に移動して部材19の外周の斜面19aに押接され、これによって、部材19が回動不能に係止されるとともに、キャリヤ10は係止部材23による係止から解放される。したがって、ピニオンギヤ8と連動される偏心カム18の回転に伴って、キャリヤ10がタイミングベルト16およびカムプーリ15を介したクランクシャフトの回転に同期して揺動され、偏心カム18の外径および偏心度に応じた位相の変更が行なわれる。

【0033】図5(A)～(C)は、遊星歯車機構11によるバルブタイミング可変動作を示す説明図である。いま、サンギヤ6を固定した状態でキャリヤ10を図の時計方向にθPだけ回動すると、ピニオンギヤ8は図5(A)の状態から図5(B)のように時計方向にθPだけ回動し、これによってサンギヤ6は固定されたまま、リングギヤ7が時計方向にθRだけ回動する。したがって、サンギヤ6およびリングギヤ7の回転方向を図の時計方向とすれば、リングギヤ7はサンギヤ6に対してθRだけ進角される。すなわち、カムプーリ15に対するカムシャフト2の位相が進角されることになる。また、これとは反対に、キャリヤ10を図の反時計方向にθP'だけ回動すると、ピニオンギヤ8は図5(A)の状態から図5(C)のように反時計方向にθP'だけ回動し、これによってサンギヤ6は固定されたまま、リングギヤ7が反時計方向にθR'だけ回動する。すなわち、リングギヤ7はサンギヤ6に対してθR'だけ遅角される。すなわち、カムプーリ15に対するカムシャフト2の位相が遅角されることになる。したがって、バルブ4の開弁時にカムプーリ15

に対するカムシャフト2の位相が進角され、かつバルブ4の閉弁時にカムプーリ15に対するカムシャフト2の位相が遅角されるような偏心カム18をピニオン軸9aに取り付けておけば、早開き遅閉じのバルブリフト特性が得られることになる。

【0034】図6は、点火順序を #1 → #3 → #4 → #2とする直列4気筒エンジンにおいて、全気筒の吸気バルブに対して早開き遅閉じのバルブリフト特性が得られるキャリヤ10の揺動動作を示したものである。この場合、偏心カム18によって、キャリヤ10の揺動周期がクランク角で180°に設定されており、図7にさらに詳細に示されているように、各気筒の吸気バルブがカムシャフト2が開弁時に進角され、閉弁時に遅角されること明らかである。図6、図7においては、キャリヤ10が固定された場合のバルブリフト特性が破線で、部材19が固定されてキャリヤ10が偏心カム18によって揺動される場合のバルブリフト特性が実線でそれぞれ示されている。

【0035】図8は、ピニオンギヤ8を固設したピニオン軸9aに3個の互いに外径を異にする偏心カム18A～18Cが固設されている場合の構成を示す説明図である。この場合、偏心カム18A～18Cのそれぞれに対する係合面をそれぞれ備えた3個の部材19A～19Cが設けられているとともに、キャリヤ10または部材19A～19Cのうちの1つを逐一的に係止するための係止部材23A、23Bが設けられる。そしてキャリヤ10が係止部材23Aによって係止されている場合は、部材19A～19Cがそれぞれのカム18A～18Cによって揺動されるのみで、カムプーリ15に対するカムシャフト2の位相変更は行なわれないが、係止部材23Aによって部材19Aが係止されるとともにキャリヤ10が解放され、かつ部材19B、19Cの双方が係止部材23Bによる係止から解放されている場合は、キャリヤ10および部材19B、19Cが偏心カム18Aの回転に伴って揺動されて、偏心カム18Aの外径および偏心度に応じた位相変更がなされる。

【0036】また、部材19Bが係止部材23Bによって係止され、キャリヤ10および部材19A、19Cが解放されているときには、キャリヤ10および部材19A、19Cが偏心カム18Bの回転に伴って揺動されて、偏心カム18Bの外径および偏心度に応じた位相変更がなされる。

【0037】さらに、部材19Cが係止部材23Bによって係止され、キャリヤ10および部材19A、19Bが解放されているときには、キャリヤ10および部材19A、19Bが偏心カム18Cの回転に伴って揺動されて、偏心カム18Cの外径および偏心度に応じた位相変更がなされることになる。

【0038】次に本発明の第2実施例を図9～図13に基づいて説明する。本実施例はカムシャフトに対するカムの位相が気筒毎に変更されるように構成されている。

【0039】まず図9およびそのX-X'線に沿った断面図である図10において、シリングヘッド31には吸気側カム

シャフト32が回転自在に軸支され、かつこのカムシャフト32に吸気バルブ駆動用カム33が取付けられているが、図10のXI-XI'線に沿った断面図である図11から特に明らかなように、カム33は中空に形成されて、その内周面にその回転軸線Oを中心として内歯歯車33aが形成されている。そしてカムシャフト32はカム33の回転軸線Oに対して偏心した位置でカム33の中空部を貫通しており、かつカムシャフト32の外周面に形成された外歯歯車32aがカム33の内歯歯車33aに内接噛合して差動歯車機構を構成している。

【0040】カム33の両側面には、図10およびそのXII-XII'線に沿った断面図である図12から明らかなように、内歯歯車33aよりも大径の円形凹部33b、33b'が同軸的に形成されている。そして上記円形凹部33b、33b'に、揺動部材である中間部材34の円筒部34a、34a'がカム33を挟むように嵌合されて、カム33を回転自在に軸支している。

【0041】中間部材34は、カムシャフト32を回転自在に挿通させた様でカムシャフト32に軸支されており、かつカム33をその回転軸線のまわりでの回動が可能なよう位置決めしている。そして、カムシャフト32の外歯歯車32aとカム33の内歯歯車33aとの歯数比が1:2に設定されていることによって、カムシャフト32とカム33とが減速比を2とする減速機構をも構成している。中間部材34には、この中間部材34を揺動させる後述する偏心カム35に対し上下方向から係合する2又状のアーム部34b、34b'がカムフォロワ部として一体に延設されている。

【0042】偏心カム35は、吸気バルブ駆動用カムシャフト32と平行に、かつ回転自在にシリングヘッド31に軸支された副カムシャフト36に一体に形成されて吸気バルブ駆動用カム33に隣接配置されており、副カムシャフト36の回動に伴って偏心カム35が回動されると、この偏心カム35に対しこれを上下から係合しているアーム部34b'、4b'を備えた中間部材34がカムシャフト33のまわりで揺動し、この揺動に伴ってカムシャフト32に対するカム33の位相が進角または遅角されるように構成されている。

【0043】一方、カムシャフト32の一端には、図10に示されているように、図示しないクランクシャフトによりタイミングベルトまたはチェーンを介して駆動されるカムプーリ37が固設されている。この場合、上述のようにカムシャフト32とカム33との間で減速比を2とする減速がなされるため、カムプーリ37はクランクプーリと同一の径を有する。さらに、カムシャフト32にはヘリカルギヤ38が一体に固設され、このヘリカルギヤ38に、副カムシャフト36に設けられた、上記ヘリカルギヤ38と同径のヘリカルギヤ39が噛合して、カムシャフト32の回転すなわちクランクシャフトの回転が副カムシャフト36に同一回転数をもって伝達されるようになっている。

【0044】副カムシャフト36側のヘリカルギヤ39は、副カムシャフト36にスプライン結合されていることによって軸線方向へ移動可能となっており、かつスプリング40によって偏心カム35側とは反対側に付勢されている。そして、副カムシャフト36側のヘリカルギヤ39に対向するシリンダヘッド31の壁部31aには、副カムシャフト36の両側においてヘリカルギヤ39側に開口する一対のシリンダ状の油だめ41、41が形成され、これら油だめ41、41内に、ヘリカルギヤ39の側面39aに先端が摺接されたピストン42、42が設けられている。上記油だめ41、41は、シリンダヘッド31の壁部31a内に形成されたオイル通路43に連通しており、このオイル通路43に供給された作動油の油圧によって、ピストン42、42がヘリカルギヤ39側に移動して、ヘリカルギヤ39をスプリング40の付勢力に抗して、偏心カム35側に移動させる。このヘリカルギヤ39の移動により、副カムシャフト36のバルブ駆動用カムシャフト33に対する位相、すなわち、クランクシャフトに対する偏心カム35の位相が進むように構成されている。

【0045】このような構成を有するカム33によって駆動される吸気バルブ43は、図9に示されているように、バルブガイド44に摺動自在に支承され、バルブスプリング45によって図9の上方、すなわち閉弁方向に付勢されているが、カム33と吸気バルブ43との間にバケット状のラッシュアジャスタ46が介装されている。

【0046】図13は点火順序を #1 → #2 → #3 → #4 → #5 → #6とするV型6気筒エンジンにおいて、

#1、#3、#5の気筒の各吸気バルブに対して早開き遅閉じのバルブ特性が得られるようになる中間部材34の揺動動作を示したものである。この場合、#1、#3、#5の気筒の吸気バルブはそれぞれクランクアングル(C.A.)で720°の周期をもって、かつ互いにクランクアングルで240°の位相差をもって開かれるようになっている。そしてオイル通路43に作動油が供給されない場合、偏心カム35は、実線で示されているようにクランクアングル360°の周期をもって中間部材34を揺動している。

【0047】次にオイル通路43に作動油が供給されてピストン42、42がスプリング40の付勢力に抗して副カムシャフト36のヘリカルギヤ39を図10の上方へ移動されると、副カムシャフト36のカムシャフト32に対する位相、すなわち偏心カム35のクランクシャフトに対する位相が連続的に進ませられ、これに伴って、中間部材34の揺動曲線の位相が、図13に破線で示されているように進ませられるから、吸気バルブ43のリフト特性が、破線で示されているように、開弁時には実線の特性に対してさらに進角され、かつ閉弁時には実線の特性に対してさらに遅角されることになるのである。

【0048】このように、本実施例では、吸気バルブ駆動用カム33のカムシャフト32に対する位相が、常時揺動している中間部材34の揺動に伴って、開弁時には進角側

へ、閉弁時には遅角側へと常に変化しており、この状態で、副カムシャフト36のカムシャフト32に対する位相、すなわち偏心カム35のクランクシャフトに対する位相を進ませることにより、カム33の進角側および遅角側への位相の変化度合が連続的に増大されることに特徴がある。したがって、エンジンの軽負荷域での特性を少しも悪化させることなく、全運転域において充填効率を向上させることができるものである。

【0049】さらに本発明の第3実施例を図14～図18に基づいて説明する。

【0050】本実施例では、図14の断面図から明らかなように、バルブ駆動用カム50がカムシャフト51に固定され、かつカム50と吸気バルブ52との間に、カムフォロワとしてのローラ53を備えたロッカーアーム54が介設されている。そして偏心カム55の回動に伴って揺動する揺動部材56によって上記ローラ53がカム50のまわりで揺動されることにより、カム50に対する吸気バルブ52の開閉動作の位相が気筒毎に変更されるように構成されている。

【0051】さらに本実施例の構成について詳細に説明すると、図14において、吸気バルブ52は、シリンダヘッド57に固定されたバルブガイド58に摺動自在に支承され、かつバルブスプリング59によって図14の上方、すなわち、閉弁方向に付勢されているが、上記ロッカーアーム54は、図17に示されているように、シリンダヘッド57に設けられたラッシュアジャスタ60によって一端を支持され、他端が吸気バルブ52のシステムの上端に当接している。このロッカーアーム54は、図14の矢H方向から見た図である図15から明らかなように、ローラ53を両側から挟持するための空所54aを備えている。また、ロッカーアーム54は、ローラ53の軸62の両端を支持するための孔63、63を備えているが、これら孔63、63は、ローラ53がカム50のカム面に沿って移動しうるように円弧状の長孔に形成されている。ローラ53の軸62の両側はロッカーアーム54の側面から突出している。

【0052】偏心カム55は、吸気バルブ駆動用カムシャフト51と平行に、かつ回転自在にシリンダヘッド57に軸支された副カムシャフト64に一体に形成されており、さらに両カムシャフト51、64のほぼ中間に、揺動部材56を揺動自在に軸支するシャフト65が両カムシャフト51、64と平行に配設されている。

【0053】揺動部材56は、図18から特に明らかのように、偏心カム55に対して上下方向から係合する係合部56aと、シャフト65に支持されている位置から下方へ延びる一対のアーム部56b、56bとからなり、これらアーム部56b、56bの先端にはそれぞれピン66が取付けられている。そしてピン66、66によってそれぞれ一端を軸支されたリンクプレート67、67の他端が、ロッカーアーム54の両側面から突出するローラ53の軸62の突端に係着されている。

【0054】このようなリンク機構によって、偏心カム

11

55の回転に伴う揺動部材56の揺動がローラ53に伝達される。そしてこの場合、ローラ53はその軸62が長孔63、63においてロッカーアーム54に支持されているために、揺動部材56の揺動に対応してローラ53が長孔63、63をガイドとしてカム50のまわりで揺動されることにより、カム50に対する吸気バルブ52の開閉動作の位相が気筒毎に変更されるように構成されている。そして、例えば図10に示されているような偏心カムの位相変更手段を用いることにより、図13に示されたものと同様の動作を行なうものである。

【0055】したがって、本実施例も、前述した第2実施例と同様に、吸気バルブ52の開弁角を連続的に変化させることができあり、第2実施例と同様の効果が得られるものである。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明によるバルブタイミング可変装置の動作の説明に供するタイミングチャート

【図2】エンジンのシリンダヘッドに設けられる本発明の第1実施例の構造を示す断面図

【図3】図2のIII-III線に沿った断面図

【図4】図2の装置の要部を概略的に示す斜視図

【図5】本発明の第1実施例の動作を説明する図

【図6】本発明の第1実施例による装置を直列4気筒エンジンに適用した場合の動作の説明に供するタイミングチャート

【図7】図6の要部を詳細に説明するタイミングチャート

【図8】複数個の偏心カムを設ける場合の概略的構造説明図

【図9】本発明の第2実施例の構造を示す断面図

【図10】図9のX-X線に沿った断面図

12

【図11】図10のXI-XI線に沿った拡大断面図

【図12】図10のXII-XII線に沿った拡大断面図

【図13】本発明の第2実施例による装置をV型6気筒エンジンに適用した場合の動作の説明に供するタイミングチャート

【図14】本発明の第3実施例の構造を示す断面図

【図15】図14の構成を矢H方向から見た平面図

【図16】図15のXVI-XVI線に沿った断面図

【図17】図14の要部の拡大図

10 【図18】図14の要部の拡大断面図

【符号の説明】

1, 31, 57 シリンダヘッド

2, 32, 51 カムシャフト

3, 33, 50 カム

5 バルブタイミング可変装置

6 サンギヤ

7 リングギヤ

8 ピニオンギヤ

9, 9a ピニオン軸

20 10 キャリヤ

11 遊星歯車機構

15, 37 カムプーリ

18, 35, 55 偏心カム

19 偏心カムに対する係合面を備えた部材

23 係止部材

34 中間部材

36, 64 副カムシャフト

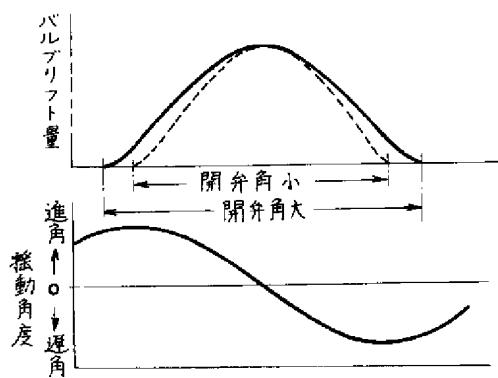
53 ローラ

54 ロッカーアーム

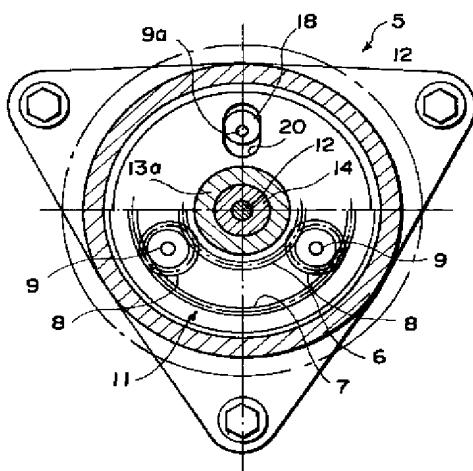
30 56 揺動部材

67 リンクプレート

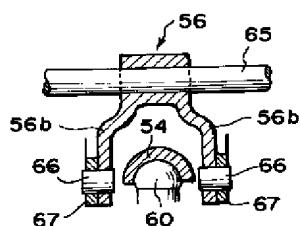
【図1】



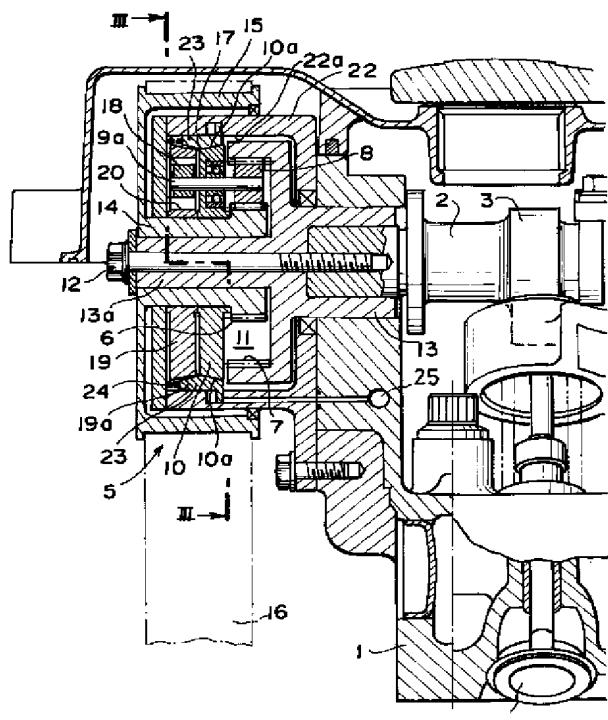
【図3】



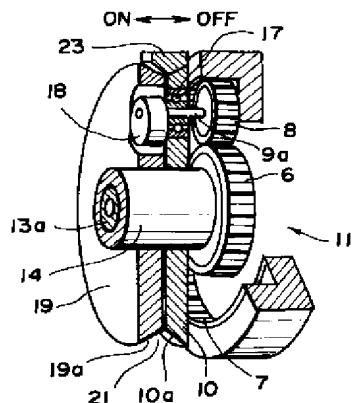
【図16】



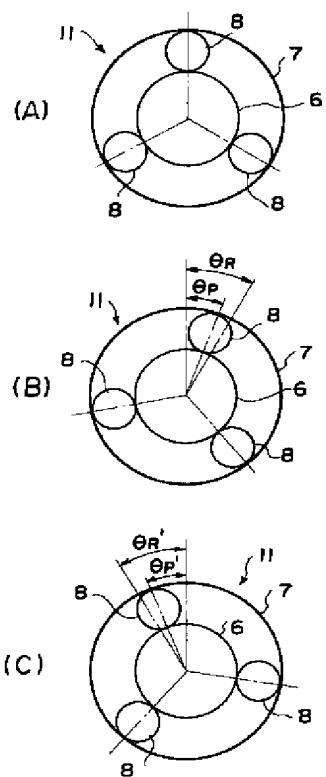
【図2】



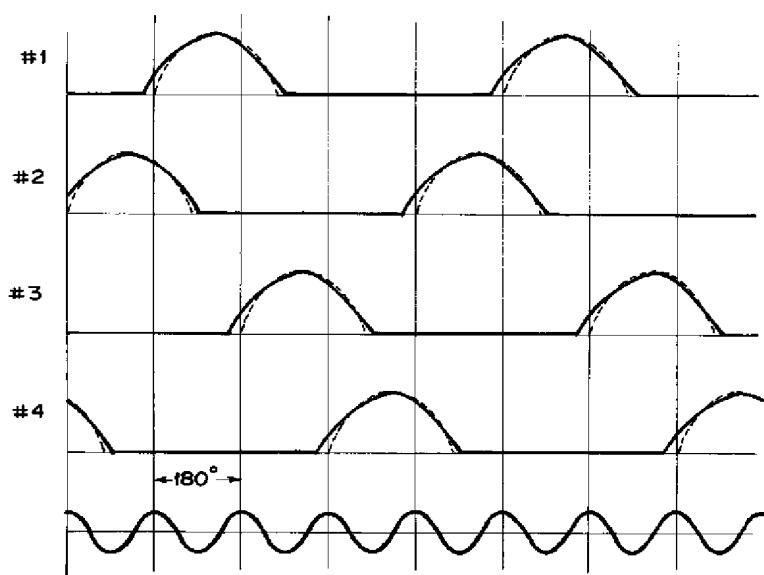
【図4】



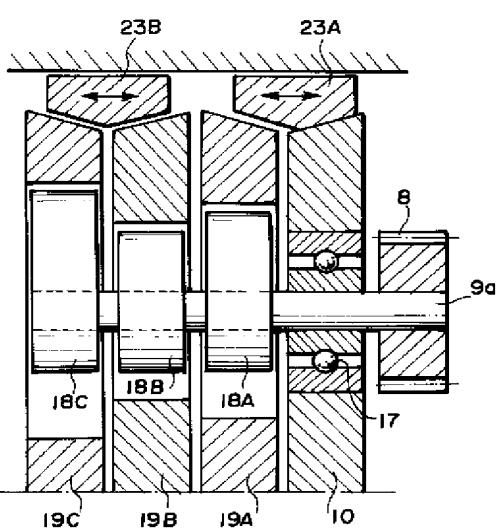
【図5】



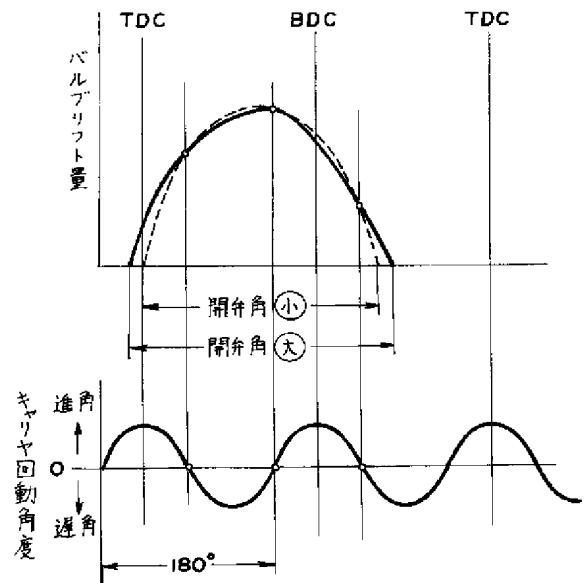
【図6】



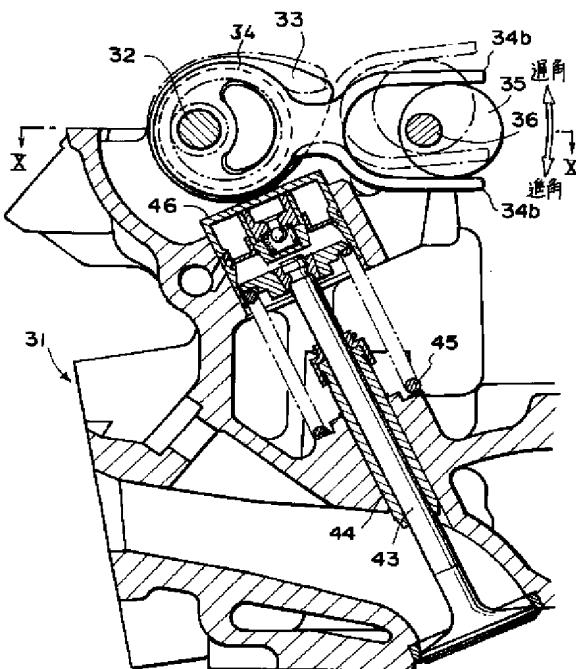
【図8】



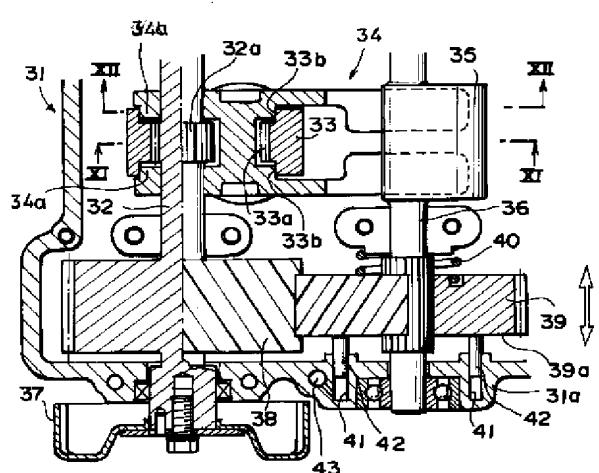
【図7】



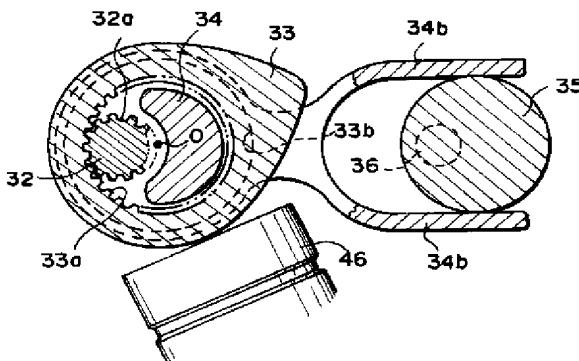
【図9】



【図10】

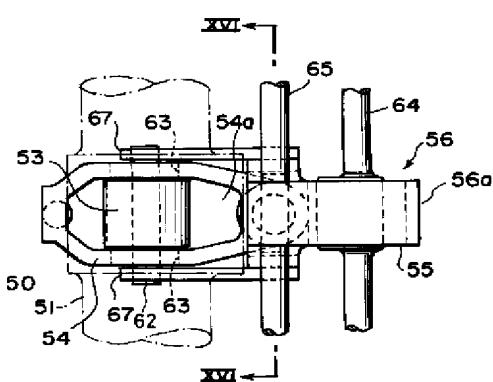
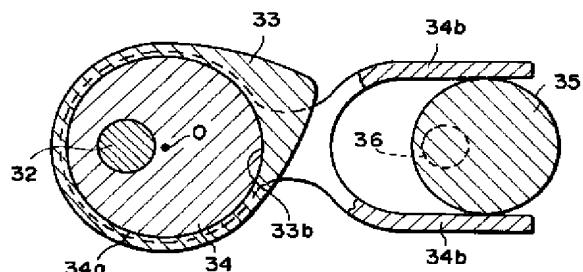


【图11】

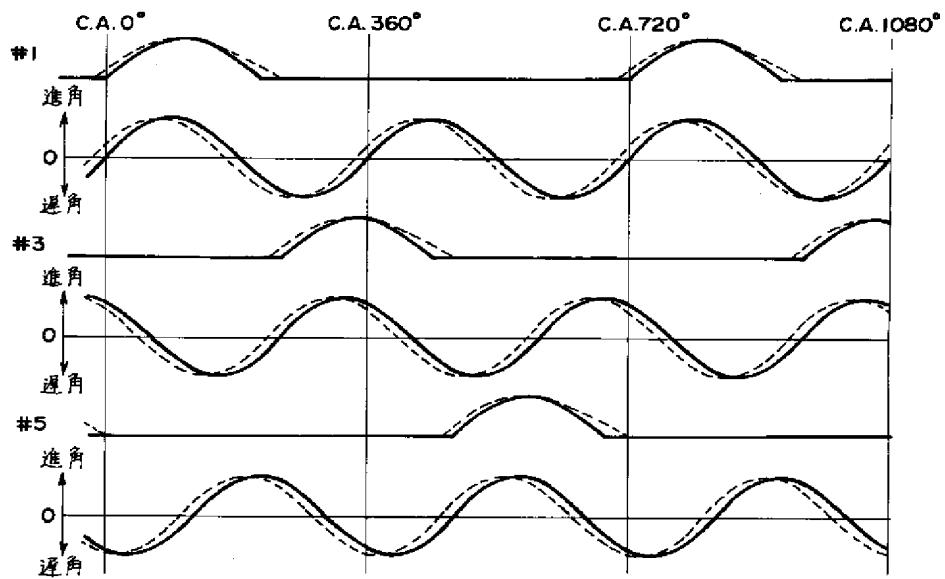


【図15】

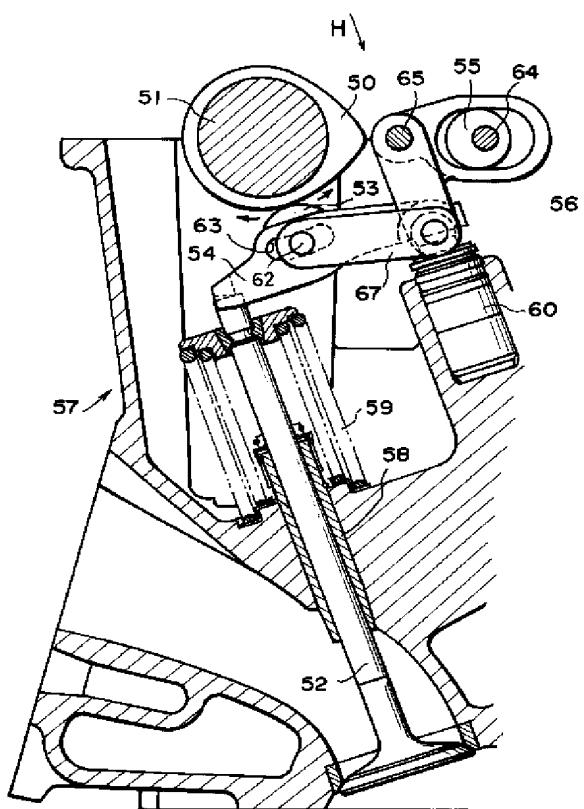
【図12】



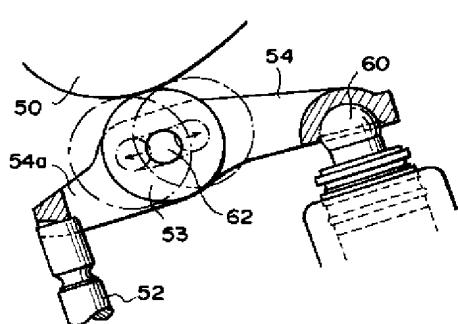
【図13】



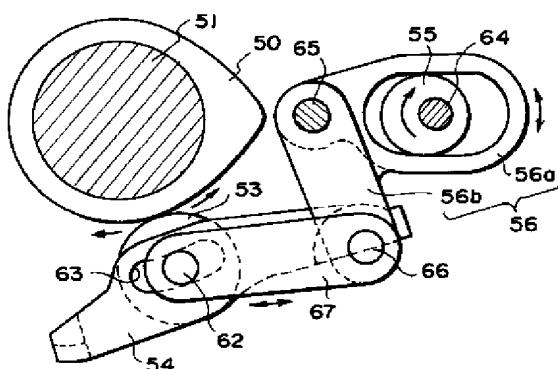
【図14】



【図17】



【図18】



PAT-NO: JP405340227A
DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 05340227 A
TITLE: VALVE TIMING VARYING DEVICE FOR ENGINE
PUBN-DATE: December 21, 1993

INVENTOR-INFORMATION:

NAME	COUNTRY
FUKUMA, MASANARI	

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME	COUNTRY
MAZDA MOTOR CORP	N/A

APPL-NO: JP04151712
APPL-DATE: June 11, 1992

INT-CL (IPC): F01L013/00

US-CL-CURRENT: 475/331

ABSTRACT:

PURPOSE: To simultaneously realize the advance angle of the valve opening timing and the delayed angle of the valve closing timing by installing a means for changing the phase for a cam pulley of the opening/closing operation of a valve to the advance angle side and the delayed angle side alternately in reciprocation.

CONSTITUTION: A planetary gear mechanism 11 is equipped with a sun gear 6 connected with a cam pulley, ring gear 7 connected with a camshaft, a plurality of pinion gears 8, and a carrier 10 for supporting a plurality of pinion gears 8 in turnable manner. An eccentric cam 18 is fixedly installed on a pinion shaft, and a member 19 having an engagement surface for the eccentric cam 18 is arranged in parallel to the carrier 10 so as to be swung around the axis line of the camshaft. In this case, the swing cycle of the carrier 10 is set to 180° in crank angle by the eccentric cam 18. Accordingly, the advance angle of the valve opening timing of the valve and the delayed angle of the valve closing timing can be carried out at the same time without generating shock.

COPYRIGHT: (C)1993,JPO&Japio